

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, ИЗГОТОВЛЕННЫХ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В. Т. ГОРБЕНКО, В. В. БУРКОВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

В работах [1—3] приводятся результаты исследования износа зубьев зубчатых колес редукторов горных электросверл, а также показан характер изменения профиля зуба при износе, изменение геометрических характеристик и служебных свойств зубчатой передачи. В [1—3] испытанию подвергались стальные термические обработанные зубчатые колеса редукторов горных электросверл типа ЭР-5, ЭР-16, выпускаемых Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева. Испытания проводились на консистентной (солидол М) и жидких (автол АК-6, нигрол) смазках при различных по величине нагрузках, в том числе и переменных; зубья зубчатых колес имели различное соотношение твердостей и различную исходную чистоту рабочих поверхностей. Все испытания проводились на замкнутой установке.

В целях сравнения величин и характера износа и изменения профиля зубьев зубчатых колес, изготовленных из равных материалов, нами были проведены испытания со стальными термически необработанными, чугунными, латунными зубчатыми колесами и колесами из силумина. В испытанных зубчатых парах сопрягались шестерни и колеса, изготовленные как из одного, так и различных материалов. В настоящей статье приводятся результаты этих испытаний.

Испытанию подверглись прямозубые колеса с модулем 2 мм, число зубьев шестерен — 17, колес — 28, нарезание зубьев — червячной фрезой, зубья всех колес подвергались шевингованию и имели класс чистоты $\nabla 7$ шестерни $\nabla 6$. Точность зубчатых колес соответствовала 8 степени по ГОСТ 1643-56. Число оборотов шестерни — 830 об/мин. Стальные шестерни изготовлены из материала 20Х твердостью 160НБ, колеса — из стали 40Х твердостью ≈ 195 НБ, чугунные шестерни и колеса выполнены из материала СЧ 15—32 твердостью 168—170 НБ, латунные шестерни — из материала Л68, НБ ≈ 120 , колеса — из материала ЛК 80—3 (ГОСТ 1019-47) НБ ≈ 95 , колеса из силумина имели твердость порядка 100 НБ. Испытания проводились как на замкнутой установке с нагружением по методу, предложенному проф. В. Н. Кудрявцевым и описанному в работе [3], так и разомкнутой установке в целях ускорения испытания и установления влияния типа стэнда на износ и изменение геометрического профиля зубьев зубчатых колес.

Эта установка, общий вид которой показан на фотографии рис. 1, содержит двигатель 1 ($N = 2,8$ кВт, $n = 1470$ об/мин.), статор которого может поворачиваться на шариковых подшипниках в стойках замед-

ляющего редуктора 2, испытуемых редукторов 3 и 4, нагрузочного устройства 5. В качестве нагрузочного устройства в установке применен воздушный тормоз (мулинетка) как наиболее простой по конструкции, не требующий ухода и обеспечивающий стабильную нагрузочную характеристику. Для отсчета числа циклов нагружения зубчатых колес служит счетчик оборотов 6, соединенный гибким валом с валом мулинетки. На этой установке так же, как и на замкнутой, испытанию под-

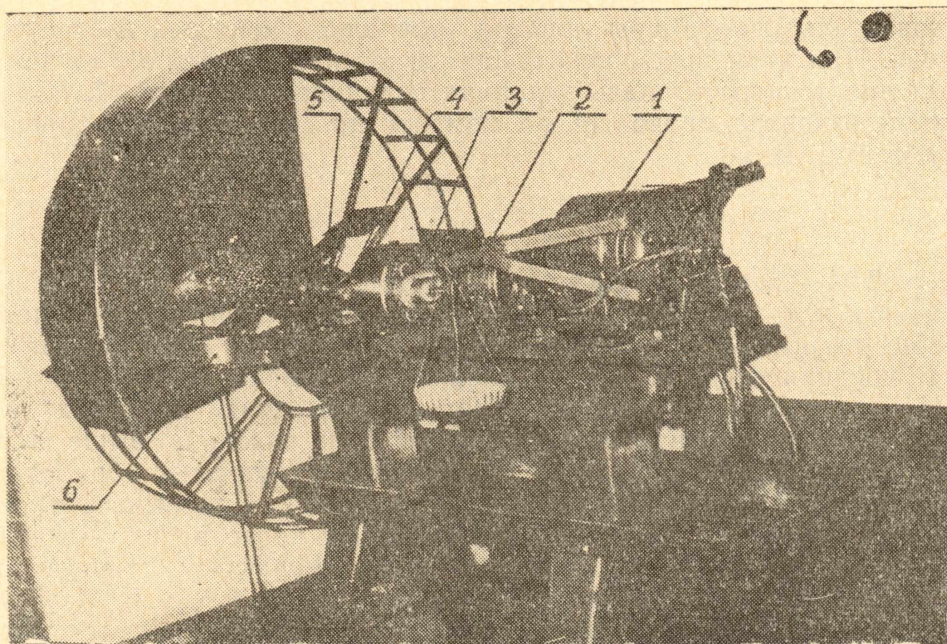


Рис. 1. Установка с воздушным тормозом (мулинеткой) для испытания редукторов

вергались одновременно два редуктора, причем один из них работает как замедляющая, а другой — как ускоряющая передача.

Необходимый крутящий момент обеспечивается путем подбора размеров лопастей мулинетки. Для этого перед постановкой испытуемых редукторов валы мулинетки и редуктора 2 соединяются специальным валом, установка запускается, и по моменту на статоре двигателя определяется момент, создаваемый мулинеткой. Ниже приводится порядок предварительного определения размеров лопастей мулинетки.

Момент, создаваемый мулинеткой, можно определить по формуле

$$M = H_g \cdot S \cdot \frac{D}{2} \cdot k, \text{ кгм}, \quad (1)$$

где H_g — динамический напор, кг/м^2 ,

S — площадь лопатки, м^2 ,

D — диаметр (по центру тяжести лопастей) мулинетки, м ,

k — число лопаток мулинетки.

Динамический напор, в свою очередь, на основании [4] определяется из выражения

$$H_g = \rho \frac{V^2}{2} = \rho \frac{\left(\frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \right)^2}{2}, \text{ кг/м}^2, \quad (2)$$

где ρ — плотность воздуха ($\text{кг} \cdot \text{сек}^2 \cdot \text{м}^{-4}$);

v — окружная скорость центра тяжести лопатки, м/сек;
и n — число оборотов в минуту вала мулинетки.

При плотности воздуха в нормальных условиях $\rho = 0,122 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2 \cdot \text{м}^4$ числе оборотов вала мулинетки $n = 508 \text{ об/мин.}$ после подстановки преобразования уравнения (1) получим

$$S = 0,0464 \frac{M}{D^3 \cdot \kappa}, \text{ м}^2. \quad (3)$$

Окончательные размеры лопаток уточнялись непосредственно на установке. При этом путем некоторого изменения размеров или расположения лопаток достигалась заданная величина момента M . Величина последнего контролировалась по моменту на двигателе M_d , определяемому из выражения

$$M_d = \frac{M}{i_2 \cdot \eta_2}, \quad (4)$$

где $i_2 = 2,94$ — передаточное число редуктора 2,

$\eta_2 = \text{к. п. д. редуктора 2}$ (на основании статистических данных, а также данных наших испытаний мы приняли $\eta_2 = 0,9$). После этого вместо соединительного вала устанавливаются испытываемые редукторы.

Нагрузки, при которых проводились испытания зубчатых колес, определялись на основании следующего. Как показано выше, в работах [2, 3] проводились испытания стальных термически обработанных зубчатых колес редукторов горных электросверл. Для выяснения влияния выкрашивания и износа зубьев зубчатых колес на их служебные свойства испытания [2, 3] проводились при нагрузках, превышающих в 1,89—2,52 раза допустимую, подсчитанную по методике В. Н. Кудрявцева [5] без учета коэффициентов, учитывающих неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и динамического коэффициента, т. е. $K_{np} = K_d = 1$, но с учетом режима работы передачи $\kappa_3 = 0,9$. Такой коэффициент перегрузки принимался и для определения нагружающего момента при испытании стальных незакаленных, чугуновых и латунных зубчатых колес, т. е. имело место силовое подобие при испытании зубчатых колес данной серии.

При определении нагружающего момента для стальных незакаленных и чугуновых колес использовались данные и методика, приведенные В. Н. Кудрявцевым в работе [4]. Подсчитанный по этой методике момент на зубчатом колесе ускоряющей передачи для стальных незакаленных зубчатых колес составлял $M_c = 128,4 \text{ кг см}$, для чугуновых — $M_{\text{ч}} = 168 \text{ кг см}$, а контактные напряжения при этом составляли для стальных колес 6000 кг/см^2 , для чугуновых 4960 кг/см^2 . (При расчетах модуль упругости принимался для стали $E = 2,15 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$, для чугуна $E = 1,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$).

Вследствие недостаточности данных в отечественной литературе для расчета силовых зубчатых передач, изготовленных из цветных материалов и сплавов, для определения величины нагрузки при испытаниях зубчатых колес, изготовленных из латуни, нами была использована методика, изложенная в работе [6].

Предварительно было проведено сравнение результатов расчета допустимых нагрузок по методике В. Н. Кудрявцева [5] и по методике [6] для стальных закаленных. Нагружающий момент при испытании латунных колес $M = 119,2 \text{ кг см}$ ($\sigma_k = 3650 \text{ кг/см}^2$ при $E = 0,9 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$).

Методика проведения испытания не отличалась от той, которая была применена в работах [1, 2], т. е. в процессе испытаний определялся интегральный износ зуба (изменение профиля зуба при износе), из-

менение состояния рабочей поверхности зуба. Испытания проводились в основном при консистентной смазке зубчатых колес (солидол М). Однако для выяснения влияния вида смазки на износ и состояние рабочих поверхностей зубьев при износе некоторые эксперименты проводились и при жидкой смазке (автол АК-6).

На рис. 2 приведены графики износа зубьев остальных незакаленных, чугунных и латунных зубчатых колес. Из графиков видно, что, как правило, износ зубьев ведущих зубчатых колес, как и в работах [1—2], был выше, чем ведомых, что объясняется различным характером трения на ведущих и ведомых зубьях. Зубья шестерен во всех случаях имели износ в 2,3—1,4 раз больший, чем зубья сопряженных колес, тогда как передаточное число составляет всего 1,64.

Отметим некоторые особенности в характере кривых износа. Износ стальных незакаленных и чугунных шестерен происходил ступенчато, причем стальные шестерни вначале (период приработки) имели повышенный износ по сравнению с установившимся периодом, износ же чугунных шестерен в период приработки, наоборот, был меньше, чем в установившийся период. Латунные шестерни, а также все колеса имели одинаковый характер износа — после непродолжительного повышенного износа в период приработки наступал период равномерного (монотонного) износа до конца испытания. Выкрашивание наблюдалось на рабочих поверхностях зубьев ведущей шестерни и ведущего колеса у стальных незакаленных и латунных зубчатых колес, на всех чугунных зубчатых колесах, на зубьях силуминовых колес.

На рис. 4, а, б, в, г и д показаны сопряженные профили изношенных зубьев шестерен (слева) и колес (справа) зубчатых пар, выполненных из различных материалов и работавших при разных нагрузках (профили сняты на проекторе). Характер изменения геометрической формы профилей зубьев при износе для чугунных (рис. 4, в) и силуминовых (рис. 4, д) колес не отличался от описанных в работах [1, 2] для стальных термически обработанных зубчатых колес (рис. 4, а). Особенности в изменении профилей при износе наблюдались у стальных незакаленных зубчатых колес, где имело место характерное пластическое течение металла [5], когда в силу различного направления сил трения на ведущих зубьях вдоль полюсной линии образовывалась впадина, а на ведомых зубьях — хребет (рис. 4, б).

Пластическое течение металла с образованием впадины и хребта имело место и у латунных пар при испытании их на замкнутой установке (при дальнейшем испытании этих пар на разомкнутой установке вследствие значительной изгибной деформации зубьев, что отмечается ниже, происходит сглаживание выступа и хребта — рис. 4, г). Это явление в наших испытаниях не наблюдалось у остальных закаленных, чугунных и силуминовых зубчатых колес.

Были проведены испытания нескольких редукторов, зубчатые колеса которых имели очень большой перепад твердостей (например, шестерня ст. 20Х, HRC-62, колесо ст. 40Х, HB-195, шестерня ст. 20Х, HB-185 — колесо ст. 40Х, HRC-48; шестерня ст. 20Х, HRC-62 — колесо латунное HB-95; шестерня латунная HB-120 — колесо ст. 40Х, HRC-48 и др.). Нагрузка устанавливалась как 2—3 допустимой для зубчатого колеса с малой твердостью. Износ зубчатого колеса, имевшего низкую твердость, в сравнении с сопряженным в этих опытах был очень велик вплоть до почти полного истирания за 4—6 часов работы редукторов. Профиль изношенного зуба шестерни или колеса, например рис. 4, е, мало отличался от эвольвентного (профиль сопряженного зуба с высокой твердостью также имел отклонение от эвольвентных в процессе

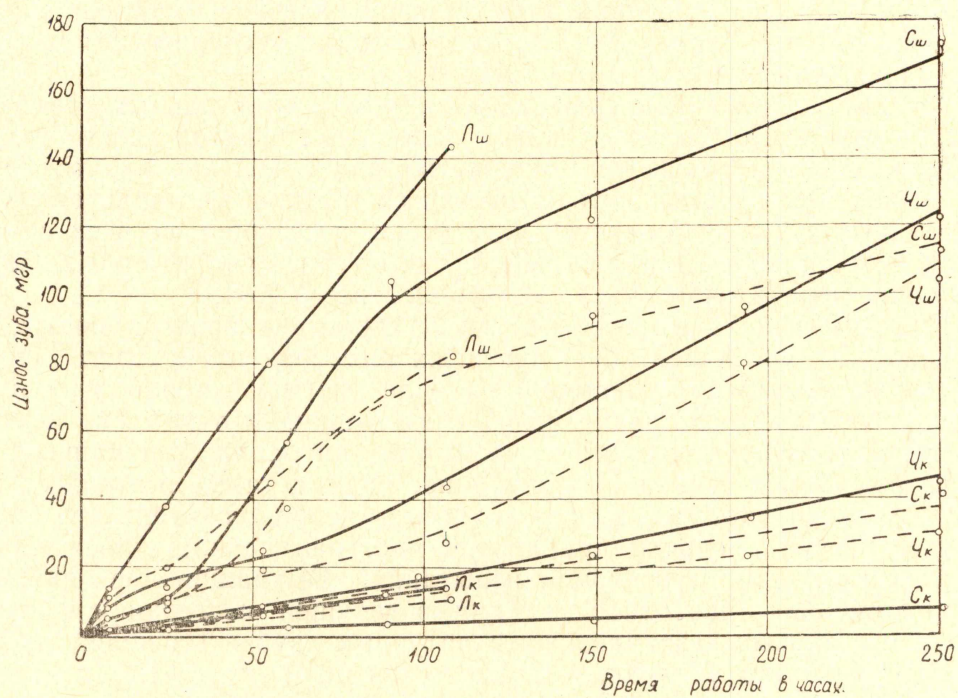


Рис. 2. Графики износа зубьев стальных (С), чугуновых (Ч) и латунных (Л) зубчатых колес. Индекс «Ш» относится к шестерням, индекс «К» — к колесам. Сплошные линии — ведущие шестерни и колеса, пунктирные линии — ведомые шестерни и колеса

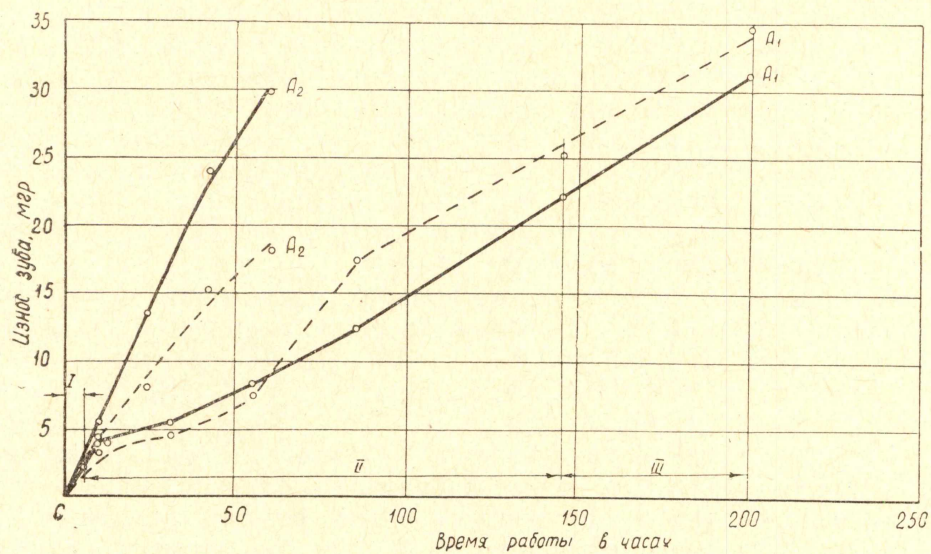


Рис. 3. Графики износа зубьев силуминовых колес. Сплошные линии — ведущие колеса, пунктирные линии — ведомые колеса

изготовления). Таким образом, характер изменения профилей зубьев при износе определяется направленностью сил трения, способностью металла к текучести и сопряженностью.

При испытании на открытой установке с мулинеткой вследствие сравнительно больших инерционных масс и малого времени пуска имело место ударное приложение нагрузки, в результате чего у стальных незакаленных и латунных зубчатых колес оказалась недостаточной изгибная прочность зубьев, и зубья как колес, так и шестерен получили изгибные деформации, в отдельных случаях довольно значительные, причем ведущие зубья оказывались более изогнутыми, чем ведомые. На основании этого можно заключить, что в подобных установках необходимо применять специальные устройства, которые обеспечивали бы более плавный пуск (например, фрикционная соединительная муфта). Формы сопряженного профиля, а также состояние рабочих поверхностей зубьев при износе при испытаниях на открытой и замкнутой установках оказались одинаковыми.

Остановимся отдельно на опытах, проведенных с колесами, изготовленными из силумина. Технология изготовления и конструктивные размеры их были такими же, как и колес, выполненных из других материалов, а вес в сравнении со стальными колесами был в 2,9 раза меньше, чугунами — в 2,5 раза, латунными — в 3,6 раза меньше. Колеса из силумина работали в паре со стальными незакаленными и чугунными шестернями. На рис. 3 показаны кривые износа этих колес. Следует при этом заметить, что поскольку в литературе мы не нашли методики для определения допускаемых нагрузок для зубчатых колес, выполненных из силумина, то нагрузка для их испытания назначалась методом последовательного нагружения, тогда как зубчатые колеса из других материалов пускались в работу сразу на полную нагрузку. Так, для колес A_1 (рис. 3) имели место три ступени нагрузок: $M_I = 63,9 \text{ кг см}$, продолжительность 8 часов; $M_{II} = 86,8 \text{ кг см}$, продолжительность 137 часов и $M_{III} = 133,8 \text{ кг см}$, продолжительность 55 часов. Контактные напряжения при этом соответственно составляли: $\sigma_{кI} = 2700 \text{ кг/см}^2$, $\sigma_{кII} = 3180 \text{ кг/см}^2$, $\sigma_{кIII} = 3980 \text{ кг/см}^2$ при силуминовом колесе и чугунной шестерне и $\sigma_{кII} = 3950 \text{ кг/см}^2$, $\sigma_{кIII} = 4370 \text{ кг/см}^2$ при силуминовом колесе и стальной шестерне (модуль упругости для силумина принят $E = 0,70 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$). В повышающем редукторе A_1 силуминовое колесо работало в паре с чугунной шестерней, в понижающем редукторе в начале испытания (55 часов) силуминовое колесо также работало в паре с чугунной шестерней. После 55 часов работы передачи при очередной разработке отломился конец чугунного вала — шестерни, и вместо нее была поставлена новая шестерня, выполненная из стали 20Х, не подвергшейся термической обработке, которая в начальный момент вызвала повышенный износ сопряженного колеса, чем и объясняется скачок на кривой износа ведомого колеса редуктора A_1 на рис. 3. В дальнейшем в результате приработки пары износ снова стабилизировался, и кривая приобрела пологий характер (монотонный износ). Испытания проводились на консистентной смазке. При указанном выше режиме нагружения интегральный износ силуминовых колес был в тех же пределах, как и колес, выполненных из других материалов (линейный износ зубьев колес по дуге начальной окружности не превышал 8—10%). Редукторы A_1 проработали вполне нормально в течение 200 часов, после чего испытания были прекращены.

Силуминовые колеса A_2 (рис. 3) работали в паре со стальными термически необработанными шестернями, момент на колесе ведущего редуктора составлял $M = 161 \text{ кг см}$ ($\sigma_k = 4760 \text{ кг/см}^2$), т. е. был боль-

ше, чем при испытании стальных незакаленных и латунных зубчатых колес. В этом случае передача проработала 60 часов, испытания были прекращены из-за поломки одного из зубьев ведущего колеса (зуб имел дефект — раковину в виде шлакового включения). Линейный износ зубьев колес составил 8%.

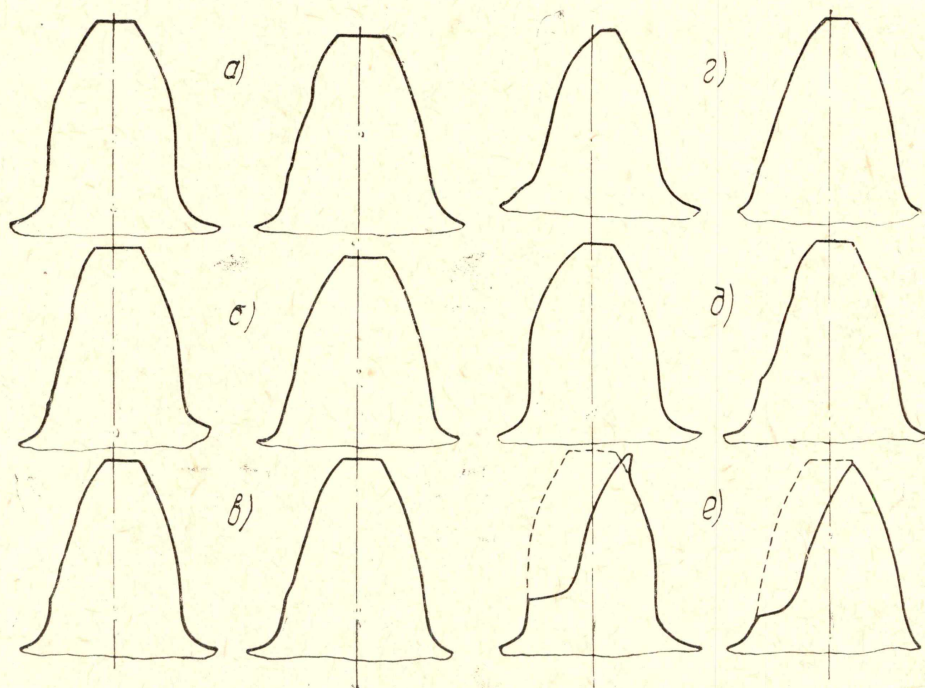


Рис. 4. Графики изношенных зубьев шестерен (слева) и колес (справа):

a — стальные закаленные зубчатые колеса (из работы [2]); *б* — стальные незакаленные зубчатые колеса; *в* — латунные зубчатые колеса; *г* — шестерня — стальная незакаленная, колесо — силуминовое; *д* — профиль сильно изношенной латунной шестерни (слева, работавшей в паре с колесом из ст. 40X, HRC = 48, и стального колеса (справа), работавшего с шестерней из ст. 20X, HRC = 58).

Испытания этих колес велись поочередно то на консистентной, то на жидкой смазках. Результаты испытания показали, что на износ зубьев перемена смазки практически не оказывает влияния, выкрашивание же на рабочих поверхностях зубьев каждый раз при консистентной смазке уменьшалось, при жидкой смазке (автол АК-6) — усиливалось.

На рис. 4, *д* показаны профили изношенной сопряженной пары: стальная незакаленная шестерня (слева) и силуминовое колесо (справа). Из рисунка следует, что изменение профиля силуминового зуба имеет такой же характер, как профили зубьев колес из стали 40X, имевшие твердость 40—45 HRC (рис. 4, *а*), или чугуна (рис. 4, *в*).

Предварительные испытания силуминовых колес, работавших в паре со стальными незакаленными и чугунными шестернями (причем материал колес не отличался высоким качеством — отливка в землю, шлаковые включения), дают основания полагать, что такие зубчатые колеса могут быть использованы для отдельных передач в общем машиностроении и за счет этого может быть достигнуто снижение веса передачи. Для более конкретных рекомендаций необходимы дополнительные исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. С. Семенов. Исследование износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Труды конференции по вопросам расчета конструирования и исследования зубчатых передач гибкой связью. Т. III, изд-во Одесского политехнического института, 1959.
 2. Ю. С. Семенов, В. Т. Горбенко. Износ и чистота рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, Известия ТПИ, т. 114, изд. Томского университета, 1964.
 3. В. Т. Горбенко, С. И. Шубович. Об износе зубчатых колес редукторов горных электросверл при работе с жидкой смазкой. Известия ТПИ, т. 133, изд. Томского университета, 1965.
 4. В. Л. Александров. Техническая гидромеханика, Гостехиздат, 1946.
 5. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи, Машгиз, 1957.
 6. Расчет зубчатых колес на долговечность с учетом сил инерции вращающихся масс. Underwood Clarence A. New formulas and charts help predict operating life of gears. Prod. Engng. 1962, 33, N 10, 65—74. Экспресс-информация, детали машин, № 32, 1962.
-